



POLITECHNIKA POZNAŃSKA



WYDZIAŁ BUDOWY MASZYN I ZARZĄDZANIA

Instytut Technologii Mechanicznej

ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, tel. +48 61 665 2203, fax +48 61 665 2200

e-mail: office_mt@put.poznan.pl, www.put.poznan.pl

MATERIAŁY DYDAKTYCZNE DO PRZEDMIOTÓW

NAPĘDY MASZYN TECHNOLOGICZNYCH

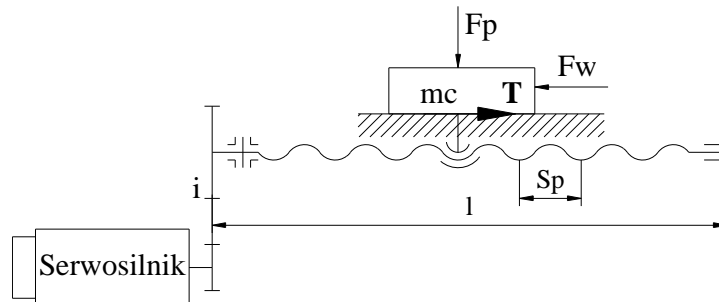
Do korzystania wyłącznie przez studentów Politechniki Poznańskiej

Opracował: dr inż. Wojciech Ptaszyński

Poznań, 2018-05-02

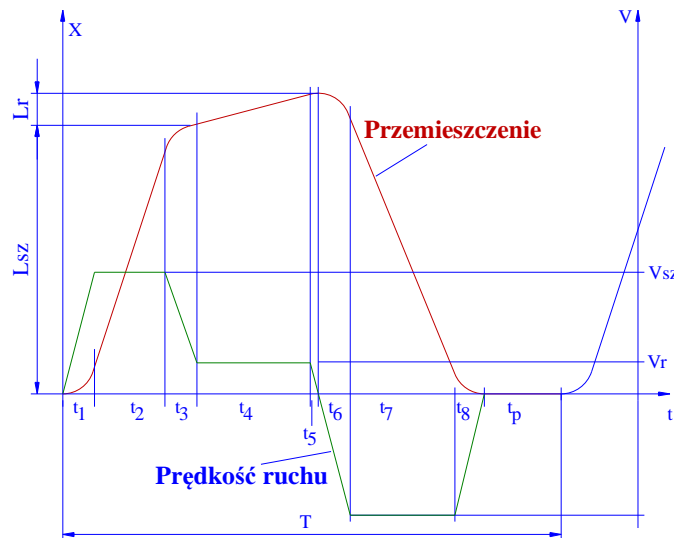
I. DOBÓR SERWOSILNIKA POSUWU

Rysunek 1 przedstawia przykładowy schemat kinematyczny napędu jednej osi urządzenia.



Rys. 1. Schemat kinematyczny serwonaopu: i – przełożenie przekładni pasowej, S_p – skok śruby pociągowej, F_p – siła poprzeczna, F_w – siła wzdłużna, T – siła tarcia w prowadnicach, m_c – masa całkowita stołu, l – długość śruby tocznej

Przykładowy schemat ruchu (przemieszczenia i prędkości w czasie) przedstawia na rys. 2.



Rys. 2. Schemat ruchu

W obliczeniach napędu wymagane są wartości czasów poszczególnych faz ruchu. Należy zatem z równań ruchu jednostajnego i jednostajnego przyspieszonego lub opóźnionego wyznaczyć te czasy z następujących wzorów:

- ruch jednostajny: $v = \frac{s}{t}$

- ruch jednostajnie przyspieszony $a = \frac{v_k - v_p}{t}$; $s = \frac{a \cdot t^2}{2}$

Gdzie: v – prędkość ruchu,
 v_k – prędkość końcowa ruchu,
 v_p – prędkość początkowa ruchu,
 a – przyspieszenie ruchu (a dodatnie gdy ruch przyspieszony, a ujemne gdy ruch opóźniony),
 t – czas ruchu,
 s – droga przemieszczenia.

1. WSTĘPNY DOBÓR PRZEKŁADNI PASOWEJ I ŚRUBY TOCZNEJ

Ponieważ nie są znane maksymalne siły działające w układzie napędowym, (nie są znane parametry silnika) można jedynie wstępnie dobrać takie parametry napędu jak (przykładowo):

- skok śruby tocznej: $S_p = 10 \text{ mm}$,
- średnica śruby tocznej: $d = 25 \text{ mm}$,
- przełożenie przekładni pasowej: $i = 1/2$

Należy jednak sprawdzić w katalogach producentów śrub tocznych czy takie elementy istnieją (np. śruba o średnicy 25 mm i skoku 10 mm). To samo dotyczy przełożenia przekładni pasowej. W napędach sterowanych numerycznie, jako przekładnie redukujące, stosowane są zazwyczaj przekładnie pasowe zębate. W związku z tym przełożenie przekładni powinno być stosunkiem dwóch liczb np.:

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{20}{40} = \frac{1}{2}$$

2. WSTĘPNY DOBÓR SILNIKA POSUWU

Ponieważ nie są znane wszystkie momenty działające w układzie, szczególnie obciążenia dynamiczne, silnik możemy dobrać wstępnie na podstawie wymaganej maksymalnej prędkości obrotowej oraz spodziewanego momentu oporów.

1.1. Maksymalna prędkość obrotowa wirnika silnika

Jest to maksymalna robocza prędkość obrotowa silnika, z jaką będzie pracowała silnik w projektowanym układzie.

$$n_{\max} \geq \frac{v_{sz}}{i \cdot S_p}$$

- gdzie: v_{sz} – prędkość przesuwu szybkiego [m/min],
 S_p – skok śruby tocznej [m],
 i – przełożenie przekładni mechanicznej silnik – śruba.

1.2. Moment oporów silnika dla doboru wstępnego

Moment oporów M_{op} musi uwzględniać zarówno obciążenie wynikające z ekstremalnych warunków skrawania, tarcia w prowadnicach i łożyskach itp., jak i obciążenia od sił ciężkości przesuwanych mas (np. dla serwonapędów pionowych - przesuw wrzeciennika o masie m_c po pionowym stojaku wiertarko-frezarki). Zakładamy, że te opory trwają najdłużej w całym cyklu pracy silnika i dlatego w największym stopniu wpływają na sumaryczne obciążenie silnika. Nie zawsze ten moment jest momentem obciążenia największym w całym cyklu pracy silnika.

$$M_{op} = \frac{F \cdot i \cdot S_p}{2 \cdot \pi \cdot \eta} + M_T$$

- gdzie: F – składowa siły zgodna z kierunkiem ruchu posuwu,
 S_p – skok śruby pociągowej [m],

- η - sprawność łańcucha kinematycznego (możemy przyjąć 0.80),
- i - przełożenie przekładni silnik-śruba,
- M_T - moment oporów tarcia (przekładni śrubowej tocznej, łożyskach oraz przekładni mechanicznej) zredukowany na wał silnika, który nie jest uwzględniony we współczynniku sprawności η (możemy przyjąć 1 Nm).

Ogólnie siłę F , jako sumę sił wzdłużnych (wzdłuż kierunku ruchu) dla suportu poziomego, możemy obliczyć ze wzoru:

$$F = F_w + T = F_w + (m_c \cdot g + F_p) \cdot \mu$$

- gdzie:
- m_c - masa całkowita stołu z obciążeniem [kg],
 - g - przyspieszenie ziemskie [m/s^2],
 - F_p - siła poprzeczna [N],
 - F_w - siła wzdłużna [N]
 - μ - współczynnik tarcia w prowadnicach (dla prowadnic ślizgowych możemy przyjąć $\mu = 0.1$ dla prowadnic tocznych $\mu = 0.05$).

1.3. Wstępny dobór silnika z katalogu

Na podstawie obliczonego momentu oporów M_{op} oraz wymaganej maksymalnej prędkości obrotowej wirnika silnika n_{max} należy dobrać silnik z katalogu, spełniający warunki:

- moment znamionowy silnika powinien być większy lub równy obliczonemu momentowi oporów:

$$M_n \geq M_{op}$$

gdzie: M_n - moment nominalny silnika (Rated torque),

- nominalna prędkość obrotowa wirnika silnika powinna być większa lub równa od obliczonej maksymalnej roboczej prędkości obrotowej wirnika silnika:

$$n_N \geq n_{max}$$

gdzie: n_N - prędkość obrotowa nominalna (Rated speed),
 n_{max} - obliczona wymagana maksymalna prędkość obrotowa wirnika silnika

Zarówno moment nominalny jak i prędkość obrotowa nominalna nie powinny odbiegać znacząco od wartości obliczonych. Jeśli trudno jest dobrać silnik dla obliczonych parametrów można odpowiednio dopasować skok śruby lub ewentualnie przełożenie przekładni pasowej.

Dla dobranego silnika należy pobrać kartę katalogową z wszystkimi parametrami oraz wykres charakterystyki mechanicznej tego silnika i dołączyć do projektu.

2. OBCIĄŻENIE SILNIKA W CZASIE PRACY

2.1. Moment dynamiczny

Przy ruchu dynamicznym napędu (przy rozpędzaniu i hamowaniu) należy uwzględnić moment dynamiczny obciążający silnik. Moment dynamiczny silnika M_D (w czasie przyspieszania i hamowania) można obliczyć z zależności:

$$M_D = (I_s + I_{zr}) \cdot \varepsilon$$

Gdzie: I_s – masowy moment bezwładności wirnika silnika (z katalogu) [kg* m²],
 I_{zr} – masowy moment bezwładności napędzanych mas zredukowany na wał silnika [kg* m²],
 ε – przyspieszenie kątowe [1/s²].

Przyspieszenie kątowe ε możemy wyznaczyć z zależności:

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot \pi \cdot a}{i \cdot S_p}$$

Gdzie: a – przyspieszenie liniowe stołu [m/s²]
 i – przełożenie przekładni pasowej
 S_p – skok śruby pociągowej [m]

Masowy moment bezwładności zredukowany na wał silnika możemy obliczyć z zależności:

$$I_{zr} = \sum \left(m_i \cdot \frac{(i \cdot S_p)^2}{4\pi^2} \right) + \sum (I_i \cdot i^2)$$

gdzie: $\sum m_i$ - suma mas wykonujących ruch postępowy np. stół obrabiarki, wrzeciennik, suport (w naszym przypadku m_c),
 $\sum I_i$ - suma masowych momentów bezwładności elementów wykonujących ruch obrotowy np. śruba toczna, tarcze przekładni mechanicznej itp. (w naszym przypadku uwzględnimy tylko śrubę pociągową.).

Masowy moment bezwładności śruby pociągowej możemy obliczyć z zależności:

$$I_{sp} = \frac{d^4 \cdot l \cdot \rho \cdot \pi}{32}$$

gdzie: d – średnica podziałowa gwintu śruby kulowej, dla uproszczenia można przyjąć średnicę zewnętrzną śruby [m]
 l – długość śruby [m],
 ρ – masa właściwa materiału śruby [kg/m³] (dla stali 7800 kg/m³).

Przyjmując długość śruby należy uwzględnić długość przesuwu osi oraz dodatkową długość związana z szerokością nakrętki oraz łożysk.

2.2. Momenty obciążenia w poszczególnych fazach ruchu

Momenty obciążenia silnika siłami statycznymi w poszczególnych fazach ruchu można obliczyć z równania:

$$M_{Si} = \frac{F_i \cdot i \cdot S_p}{2 \cdot \pi \cdot \eta} + M_T$$

gdzie: F_i - składowa siła posuwu zgodna z kierunkiem ruchu w danej fazie ruchu,
 S_p - skok śruby pociągowej [m],
 η - sprawność łańcucha kinematycznego (możemy przyjąć 0.80),
 i - przełożenie przekładni silnik-śruba,
 M_T - moment oporów tarcia.

Siłę F_i , jako sumę sił wzdłużnych (wzdłuż kierunku ruchu) dla suportu poziomego, w poszczególnych fazach ruchu możemy obliczyć ze wzoru:

$$F_i = F_w + T = F_w + (m_c \cdot g + F_p) \cdot \mu$$

gdzie: m_c - masa całkowita stołu z obciążeniem [kg],
 g - przyspieszenie ziemskie [m/s^2],
 F_p - siła poprzeczna [N],
 F_w - siła wzdłużna [N]
 μ - współczynnik tarcia w prowadnicach.

Obliczając sumę sił wzdłużnych F_i dla kolejnych faz ruchu należy uwzględnić tylko te parametry, które w dane fazie występują. Siły F_w i F_p występują tylko w fazach wykonywania procesu (obróbki).

W czasie pracy silnik jest obciążany różnymi momentami zależnie od fazy przyjętego schematu ruchu. Dla przedstawionego przypadku ruchu występują 9 chwilowych obciążeń silnika. Całkowity moment oporu w poszczególnych fazach ruchu można obliczyć z równania:

$$M_i = M_{Si} + M_D$$

Obliczając całkowite momenty obciążenia należy uwzględnić moment dynamiczny ale tylko w tych fazach ruchu w których występuje przyspieszanie lub hamowanie ruchu.

3. WERYFIKACJA DOBORU SILNIKA

3.1. Kryterium prędkości ruchu szybkiego:

To kryterium jest spełnione, jeśli spełniony jest warunek:

$$n_{\max} \cdot i \cdot S_p \geq v_{sz}$$

Gdzie: n_{\max} – maksymalna prędkość obrotowa wirnika silnika [obr/min]

i – przełożenie przekładni pasowej,

S_p – skok śruby pociągowej [m],

v_{sz} – prędkość ruchu szybkiego [m/min]

3.2. Kryterium masowego momentu bezwładności:

Masowy moment bezwładności zredukowany na wał silnika i moment bezwładności wirnika silnika powinny być w przybliżeniu równe. Nie jest to jednak kryterium decydujące.

$$I_s \approx I_{zr}$$

gdzie: I_{zr} – masowy moment bezwładności zredukowany na wał silnika [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$],

I_s – moment bezwładności wirnika silnika (z katalogu silnika) [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].

3.3. Kryterium momentu maksymalnego

To kryterium jest spełnione, jeśli żaden z momentów obciążenia silnika (od M_1 do M_9) nie przekracza momentu maksymalnego silnika.

$$M_{\max} > |M_i|$$

Gdzie: M_i – chwilowy moment obciążenia [Nm],

M_{\max} – moment maksymalny silnika z katalogu [Nm]

3.4. Kryterium możliwości silnika (obciążenie w charakterystyce mechanicznej)

Należy nanieść na charakterystykę mechaniczną dobranego silnika miejsca jego pracy w charakterystyce a więc moment obciążenia (momenty od M_1 do M_8 przy danych prędkościach obrotowych silnika od n_1 do n_8). Prędkości obrotowe wirnika silnika w poszczególnych fazach ruchu można obliczyć z równania:

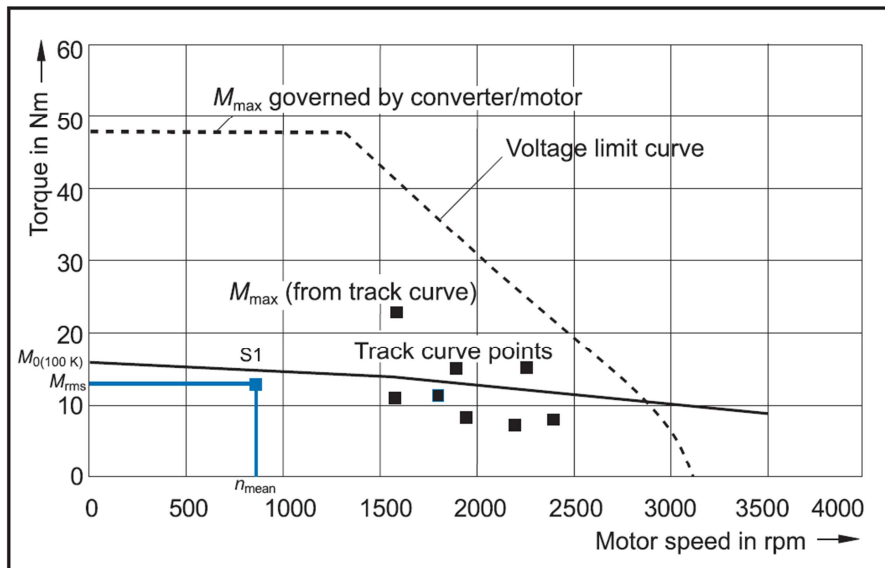
$$n_i \geq \frac{v_i}{i \cdot S_p}$$

gdzie: v_i – prędkość przesuwu w poszczególnych fazach ruchu [m/min],

S_p – skok śruby tocznej [m],

i – przełożenie przekładni mechanicznej silnik – śruba.

W przypadku faz ruchu z rozpędzaniem i hamowaniem należy obliczyć prędkość obrotową początkową i końcową a na wykresie charakterystyki przedstawić tę fazę w postaci linii jako stałe obciążenie momentem od prędkości początkowej do końcowej.



Rys. 3. Przykład charakterystyki mechanicznej silnika z naniesionymi punktami pracy

3.5. Kryterium nieprzegrzewania się silnika

Jeśli którykolwiek całkowity moment obciążenia silnika przekracza moment nominalny należy sprawdzić silnik na nieprzegrzewanie się.

Wartość średniokwadratowa momentu napędowego (momentu zastępczego M_z) silnika nie może przekroczyć wartości momentu długotrwałego (znamionowego M_n). Spełnienie tego warunku jest równoznaczne z tym, że silnik nie przekroczy dopuszczalnej dla niego temperatury, określonej w katalogu.

$$M_z < M_n$$

Gdzie: M_z – moment zastępczy obciążenia silnika,
 M_n – moment znamionowy silnika.

Moment zastępczy silnika możemy obliczyć z zależności

$$M_z = \sqrt{\frac{\sum (M_i^2 \cdot t_i)}{T}}$$

Gdzie: M_i – chwilowy moment obciążenia silnika [Nm],
 t_i – czas działania poszczególnych momentów [s],
 T – całkowity czas cyklu pracy (suma od t_1 do t_9) [s].

II. DOBÓR ŚRUBY TOCZNEJ

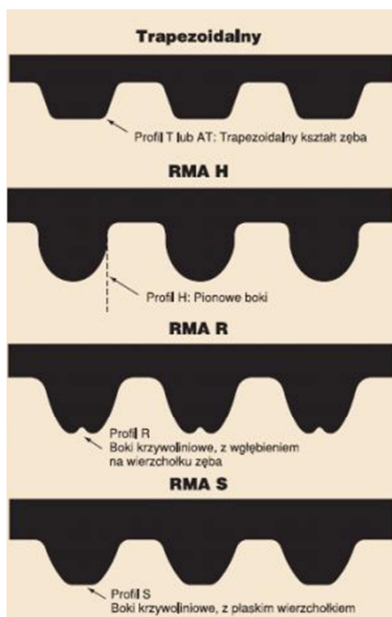
III. DOBÓR PRZEKŁADNI PASOWEJ ZĘBATEJ

1. Budowa i rodzaje pasów zębatach

W napędach pozycjonujących wymagany jest ruch synchroniczny (bez poślizgu) oraz połączenie bezluzowe. Jeśli w projektowanym napędzie przewiduje się przekładnię między silnikiem a śruba to wymagania te spełnia tylko przekładnia pasowa zębata.

Pasy zębate wytwarzane są w kilku kształtach (profilach):

- Profil T lub AT – trapezowy (trapezoidalny),
- Profil H – okrągły,
- Profil R
- Profil S
- Inne – własne opracowania producentów



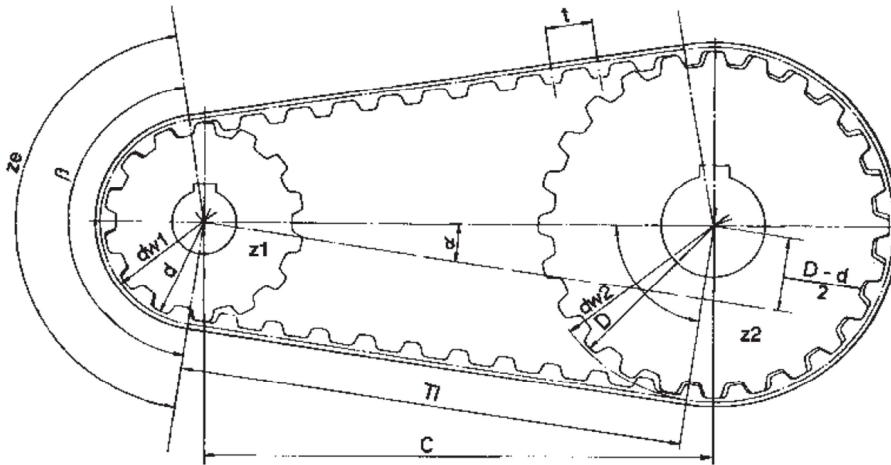
Rys. 3.3. Profile pasów zębatach



Rys. 3.4. Zazębienie przekładni pasowej zębatej

Zawsze musimy dobierać koła pasowe zależnie od profilu paska. W napędach pozycjonujących należy brać również pod uwagę dokładność kinematyczną zazębienia. Wydaje się, że to kryterium najlepiej spełniają profile typu R i S.

Podstawowe wymiary przekładni pasowej zębatej to: (rys. 3.4)



Rys. 3.4. Wymiary przekładni pasowej zębatej

- C – odległość między osiami,
- L – długość pasa,
- t – podziałka uzębienia,
- b – szerokość pasa,
- z_1, z_2 – liczba zębów koła małego i dużego,
- d_{w1}, d_{w2} – rzeczywiste średnice kół,
- β – kąt opasanía na małym kole,
- z_e – liczba zębów w opasaníu.

Pasy zębate wytwarzane są z podziałką metryczną i calową. Metryczne podziałki to np. 2, 3, 5, 8, 14, 20 mm a calowe oznaczane są symbolem literowym i przedstawione w tabelce poniżej.

Tabela 3.1. Podziałki pasów calowych

Oznaczenie	Podziałka [cale]	Podziałka [mm]
MXL	2/25	2,032
XL	1/5	5,080
L	3/8	9,525
H	1/2	12,700
XH	7/8	22,225
XXH	1 1/4	31,750

Wymiary przekładni możemy obliczyć z równań:
 - średnice rzeczywiste koła zębatego:

$$d_w = \frac{z \cdot t}{\pi}$$

- kąt opasania:

$$\beta = 2 \cdot \arccos\left(\frac{(z_2 - z_1) \cdot t}{2 \cdot C \cdot \pi}\right)$$

- liczba zębów w zazębieniu:

$$z_e = \frac{z_1}{180} \cdot \arccos\left(\frac{(z_2 - z_1) \cdot t}{2 \cdot C}\right)$$

- długość pasa (przybliżona) dla zakładanej odległości osi:

$$L \approx \frac{t}{2} \cdot (z_2 + z_1) + 2 \cdot C + \frac{1}{4 \cdot C} \cdot \left(\frac{(z_2 - z_1) \cdot t}{\pi}\right)^2$$

- odległość między osiami dla rzeczywistej długości pasa L :

$$C = \frac{1}{2 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)} \cdot \left(L - \frac{t}{2} \cdot \left((z_2 + z_1) + \left(1 - \frac{\beta}{180}\right) \cdot (z_2 - z_1) \right) \right)$$

Na wytrzymałość pasa ma wpływ rodzaj materiału, z którego wykonany jest ząb oraz materiał rdzenia. Przykładowe właściwości pasów przedstawiono w tabelce poniżej.

Tabela 3.2. Właściwości pasów [Gates]

Materiał rdzenia	Poliester	Włókno szklane	Kevlar	Stal
Wydłużenie	Duże	Małe	Bardzo małe	Bardzo małe
Elastyczność	Bardzo duża	Średnia	Średnia	Niska
Nośność [MPa]	1	1.5	2.5	3.5
Odporność na przeciężenie	Bardzo duża	Średnie	Wysoka	Średnia
Wydłużenie termiczne	Znaczące	Nieznaczące	Nieznaczące	Nieznaczące
Cena	Najniższa	Średnia	Wysoka	Najwyższa

Na trwałość przekładni pasowej wpływa obciążenie (przenoszona moc lub siła w pasie) oraz intensywność przeginięcia pasa (prędkość pasa). W przypadku napędów pozycjonujących moc na ogół nie jest duża ponieważ zwykle pracują z stosunkowo małą prędkością pasa natomiast mogą występować duże siły w pasie. Dlatego też dobierając pas do napędu pozycjonującego należy sprawdzić dwa warunki:

- wytrzymałość pasa na zerwanie,
- naciski powierzchniowe na boczne powierzchnie zębów pasa.

2. Obliczanie wytrzymałościowe na zerwanie pasa

Przed wykonaniem obliczeń wytrzymałościowych przekładni pasowej należy dobrać rodzaj profilu pasa, podziałkę pasa, liczby zębów kół pasowych oraz wymiary kół pasowych

(średnice kół) i pasa (wysokość profilu pasa). Wielu producentów przedstawia w postaci wykresów zalecane wartości podziałek w zależności od mocy przenoszonych przez napęd. Dla zminimalizowania wymiarów przekładni należy dobierać dla koła małego jak najmniejszą liczbę zębów. Minimalna zalecana liczba zębów koła małego jest przedstawiana przez producentów pasów, może ona wynikać również z wymiarów geometrycznych koła, które ma być zamocowane na wałku silnika o danej średnicy.

Obliczenia wytrzymałościowe na zerwanie pasa należy wykonać do obciążeń maksymalnych możliwych do występowania w danej przekładni. Maksymalną siłę przenoszona przez pas możemy obliczyć z równania:

$$F = \frac{2 \cdot M_{max}}{d_{w1}} [N]$$

gdzie: M_{max} – maksymalny moment obrotowy przenoszony przez przekładnię (moment maksymalny silnika) [Nm],
 d_{w1} – średnica rzeczywista koła pasowego [m]

Obliczona maksymalna siła przenoszona przez pas powinna być mniejsza od dopuszczalnej siły w pasie określonej przez producenta. Przykładowe wartości sił maksymalnych przenoszonych przez pas przedstawiono w tabeli 3.3.

Tabela 3.3. Maksymalne siły przenoszone przez pas [N] [Conti SYNCHROFLEX]

Profil i podziałka	Szerokość pasa [mm]								
	4	6	10	16	25	32	50	75	100
AT 3		190	180	646	1102	1406			
AT 5		350	700	1260	2030	2660	4200	6370	8610
AT 10				2000	3500	4750	7750	12000	16000
T 2.5	39	65	117	195	312	403			
T 5		180	330	570	930	1200	1920	2940	3930
T 10				1200	2000	2700	4300	6600	8800

3. Sprawdzenie nacisków powierzchniowych na boczne powierzchnie zębów pasa

Obliczenia nacisków powierzchniowych należy wykonać również do obciążeń maksymalnych możliwych do występowania w danej przekładni. Naciski powierzchniowe na boczne powierzchnie zębów możemy obliczyć z równania:

$$p = \frac{F}{b \cdot h_t \cdot z_e \cdot C} [MPa]$$

gdzie: F – siła w pasie,
 b – szerokość pasa,
 h_t – wysokość zębów pasa,
 z_e – liczba zazębionych zębów małego koła (w opasaniu),
 C – współczynniki warunków pracy dobierany z tabel producenta ($C \leq 1$).

Warunek będzie spełniony jeśli:

$$p < p_{dop}$$

gdzie: p_{dop} – dopuszczalne naciski powierzchniowe zębów pasa.

Niektórzy producenci podają własne sposoby sprawdzenia pasa na naciski powierzchniowe [Conti, Gates]. Polegają one na obliczeniach szerokości pasa na podstawie siły w pasie, momentu obrotowego czy mocy przenoszonej przez pas odniesione do liczby zębów w zazębieniu oraz siły, momentu czy mocy właściwej. Formuły umożliwiające obliczenia szerokość pasa z tych warunków przedstawiono poniżej.

$$b = \frac{1000 \cdot P}{z_1 \cdot z_e \cdot P_{spec}} [cm] \quad b = \frac{100 \cdot M}{z_1 \cdot z_e \cdot M_{spec}} [cm] \quad b = \frac{F_U}{z_e \cdot F_{Uspec}} [cm]$$

Gdzie: P – moc przenoszona przez przekładnię [kW],
 M – moment obrotowy [Nm],
 F_U – siła w pasie [N],
 z_1 – liczba zębów małego koła,
 z_e – liczba zębów w opasaniu,
 F_{Uspec} – siła właściwa pasa [N/cm],
 P_{spec} – moc właściwa pasa [W/cm],
 M_{spec} – moment właściwy pasa [Nm/cm],

Przykładowe wartości siły, mocy i momentu właściwego dla pasa typu T10 przedstawiono w tabeli 3.4.

Tabela 3.4. Przykładowe wartości siły, mocy i momentu właściwego dla pasa typu T10 [Conti]

Nominalna prędkość obrotowa [obr/min]	Siła właściwa F_{Uspec} [N/cm]	Moment właściwy M_{spec} [Nm/cm]	Moc właściwa P_{spec} [W/cm]	Nominalna prędkość obrotowa [obr/min]	Siła właściwa F_{Uspec} [N/cm]	Moment właściwy M_{spec} [Nm/cm]	Moc właściwa P_{spec} [W/cm]
0	50,5	8,04	0	2000	25,4	4,04	8,46
20	49,0	7,80	0,163	2200	24,6	3,92	9,03
40	47,7	7,60	0,318	2400	23,9	3,81	9,58
60	46,6	7,42	0,466	2600	23,3	3,71	10,10
80	45,7	7,27	0,609	2800	22,7	3,62	10,60
100	44,8	7,13	0,746	3000	22,2	3,53	11,08
200	41,4	6,60	1,381	3200	21,7	3,45	11,55
300	39,1	6,22	1,953	3400	21,2	3,36	11,99
400	37,2	5,92	2,48	3600	20,7	3,30	12,42
500	35,7	5,68	2,98	3800	20,3	3,23	12,84
600	34,4	5,48	3,44	4000	19,86	3,16	13,24
700	33,3	5,31	3,89	4500	18,91	3,01	14,18
800	32,4	5,15	4,32	5000	18,06	2,87	15,05
900	31,5	5,01	4,73	5500	17,28	2,75	15,84
1000	30,7	4,89	5,12	6000	16,58	2,64	16,58
1100	30,0	4,77	5,50	6500	15,93	2,54	17,26
1200	29,3	4,67	5,87	7000	15,33	2,44	17,88
1300	28,7	4,57	6,22	7500	14,76	2,35	18,46
1400	28,2	4,48	6,57	8000	14,24	2,27	18,99
1500	27,6	4,40	6,91	8500	13,74	2,18	19,47
1600	27,1	4,32	7,23	9000	13,28	2,11	19,92
1700	26,7	4,24	7,55	9500	12,84	2,04	20,30
1800	26,2	4,17	7,86	10000	12,42	1,97	20,70
1900	25,8	4,10	8,16				

Szerokość pasa powinna być obliczona na podstawie mocy oraz siły w pasie lub momentu obrotowego przenoszonego przez pas. Dobieramy obliczoną większą wartość szerokości pasa.

4. Przykład obliczeń

Dane wejściowe:

- moc przenoszona przez przekładnię (moc silnika): $P = 1.5 \text{ kW}$,
- moment maksymalny silnika: $M_{max} = 24 \text{ Nm}$
- prędkość obrotowa: $n = 3000 \text{ obr/min}$
- przełożenie przekładni: $i = 1/2$

Do dalszych obliczeń należy przyjąć:

- podziałkę pasa – dla mocy 1.5 kW zalecany pas T10, $t = 10 \text{ mm}$,
- dla zakładanego przełożenia przekładni pasowej należy dobrać liczby zębów kół pasowych. Ze względu na masę, moment bezwładności kół oraz objętość przekładni należy dobrać możliwie małe liczby zębów ale zwracając uwagę na minimalne liczby zębów dla danej podziałki i wymagane średnice minimalne kół (możliwość osadzenia na wale):
 $z_1 = 25$
 $z_2 = 50$
- rozstaw osi kół przekładni – należy zwrócić uwagę na minimalną odległość kół oraz warunki konstrukcyjne:
 $C = 200 \text{ mm}$

Obliczenia:

- średnice rzeczywiste kół:

$$d_{w1} = \frac{z_1 \cdot t}{\pi} = \frac{25 \cdot 10}{\pi} = 79.5 \text{ [mm]}$$

$$d_{w2} = \frac{z_2 \cdot t}{\pi} = \frac{50 \cdot 10}{\pi} = 159.1 \text{ [mm]}$$

- kąt opasania małego koła:

$$\beta = 2 \cdot \arccos\left(\frac{(z_2 - z_1) \cdot t}{2 \cdot C \cdot \pi}\right) = 2 \cdot \arccos\left(\frac{(50 - 25) \cdot 10}{2 \cdot 200 \cdot \pi}\right) = 157^\circ$$

- liczba zębów w zazębieniu:

$$z_e = \frac{z_1}{180} \cdot \arccos\left(\frac{(z_2 - z_1) \cdot t}{2 \cdot C \cdot \pi}\right) = \frac{25}{180} \cdot \arccos\left(\frac{(50 - 25) \cdot 10}{2 \cdot 200 \cdot \pi}\right) = 10.9$$

Przyjmuję się wartość całkowitą: $z_e = 10$

- długość pasa (przybliżona) dla zakładanej odległości osi:

$$L \approx \frac{t}{2} \cdot (z_2 + z_1) + 2 \cdot C + \frac{1}{4 \cdot C} \cdot \left(\frac{(z_2 - z_1) \cdot t}{\pi}\right)^2$$

$$= \frac{10}{2} \cdot (50 + 25) + 2 \cdot 200 + \frac{1}{4 \cdot 200} \cdot \left(\frac{(50-25) \cdot 10}{\pi} \right)^2 = 782 \text{ mm}$$

Najbliższa dostępna długość pasa z katalogu to: $L = 800 \text{ mm}$, 80 zębów

- odległość między osiami dla rzeczywistej długości pasa L :

$$C = \frac{1}{2 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)} \cdot \left(L - \frac{t}{2} \cdot \left((z_2 + z_1) + \left(1 - \frac{\beta}{180}\right) \cdot (z_2 - z_1) \right) \right) =$$

$$\frac{1}{2 \cdot \sin\left(\frac{157}{2}\right)} \cdot \left(800 - \frac{10}{2} \cdot \left((50 + 25) + \left(1 - \frac{157}{180}\right) \cdot (50 - 25) \right) \right) = 208.7 \text{ mm}$$

- szerokość pasa:

Z tabeli 3.4 dla pasa T10 i prędkości nominalnej $n_N = 3000 \text{ obr/min}$:

$$F_{U\text{spec}} = 22.20 \text{ N/cm}$$

$$M_{\text{spec}} = 3.53 \text{ Nm/cm}$$

$$P_{\text{spec}} = 11.08 \text{ W/cm}$$

- ze względu na moc silnika:

$$b = \frac{1000 \cdot P}{z_1 \cdot z_e \cdot P_{\text{spec}}} = \frac{1000 \cdot 1.5}{25 \cdot 10 \cdot 11.08} = 0.54 \text{ cm} = 5.4 \text{ mm}$$

- ze względu na moment maksymalny:

$$b = \frac{100 \cdot M}{z_1 \cdot z_e \cdot M_{\text{spec}}} = \frac{100 \cdot 24}{25 \cdot 10 \cdot 3.53} = 2.7 \text{ cm} = 27 \text{ mm}$$

- ze względu na siłę w pasie:

$$F_u = \frac{2 \cdot M_{\text{max}}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 24}{0.0795} = 603.7 \text{ [N]}$$

$$b = \frac{F_u}{z_e \cdot F_{U\text{spec}}} = \frac{603.7}{10 \cdot 22.20} = 2.7 \text{ cm} = 27 \text{ mm}$$

Ja można zauważyć największa szerokość pasa wynika z warunku na maksymalny moment przenoszony przez przekładnię.

Dla pasa T 10 najbliższą dostępną szerokością pasa jest $b = 32 \text{ mm}$

- wytrzymałość pasa na zerwanie

Dla dobranego pasa o szerokości 32 mm maksymalna siła zrywająca wynosi [tabela 3.3]:

$$F_{\text{cut}} = 2700 \text{ N}$$

Stąd warunek na zerwania pasa jest spełniony

$$F_u = 602.7 \text{ N} < F_{cul} = 2700 \text{ N}$$

Uwaga: Jeśli nie można dobrać szerokości pasa (brak dostępnych szerokości) można:

- zwiększyć liczbę zębów koła małego i dużego zachowując przełożenie,
- zwiększyć odległość osi,
- dodać napinacz czy rolkę prowadzącą zwiększającą kąt opasania,
- dobrać pas o większej podziałce – większa wysokość zęba,
- zmienić rodzaj profilu pasa – profil AT jest bardziej wytrzymały niż profil T.

LITERATURA

Katalogi:

1. CONTI SYNCHROFLEX Polyurethane Timing Belts
2. BRECOflex
3. Gates Mectrol